

- Disipación de Calor.

Generalmente la pérdida de potencia en cada conexión de dientes de engranaje es menor al 1 % de la potencia transmitida la magnitud de esta pérdida depende:

- Material de los engranajes.
- Sistema de dientes.
- Lubricación.
- Velocidad.

Además se tiene una pérdida de potencia en los rodamientos de 1 % al 2 %.

A veces se requiere la refrigeración con aceite de enfriamiento en los dientes para eliminar el calor generado.

Regla empírica.

1 GPM por cada 400 HP a transmitir.

Según SHIGLEY *Diseño en Ingeniería Mecánica*

- Cubicación de Material.

Item	Descripción	Cantidad	Observación
1	Eje (entrada) d=80 (mm)	1	A 98-50
2	Eje Central d=85 (mm)	1	A 98-50
3	Eje (salida) d=120 (mm)	1	A 98-50
4	Engranaje Recto (Piñón 1)	1	A 51-40
5	Engranaje Recto (Rueda 1)	1	A 51-40
6	Engranaje Helicoidal (Piñón 2)	1	A 51-40
7	Engranaje Helicoidal (Rueda 2)	1	A 51-40
8	Rodamiento Rodillos Cónico FAG d=80 (mm)	4	30316K11A120.160
9	Rodamiento Rodillos Cónico FAG d=85 (mm)	4	32317AK11A80.120
10	Rodamiento Rodillos Cónico FAG d=120 (mm)	4	31324XK11A140.180
11	Chaveta 28x16x120 (mm)	1	A 91-40
12	Chaveta 32x18x110 (mm)	1	A 91-40
13	Chaveta 32x18x160 (mm)	1	A 91-40
14	Chaveta 40x22x150 (mm)	1	A 91-40
15	ArOsello Viton 2-39 (In)	1	Comercial
16	ArOsello Viton 2-156 (Out)	1	Comercial
17	Aceite Mobil SHC 220	120 litros	Comercial
18	Soldadura Indura 6011		Comercial
19			Comercial

	Soldadura Indura Reparación BUILD UP 4340		
20	Soldadura Indura E7018		Comercial
21	Perno Cabeza Hexagonal Grado 5 ½ UNC * 5	10	Comercial
22	Cáncamos de Sujeción	2	A 31-50
23	Carcaza	1	SAE 1045
24	Soportes para Rodamientos	6	SAE 1045
25	Pernos M12 x 15 Acero	24	Comercial
26	Perno Desagüe M40 x 45	1	Acero
27	Pernos de Anclaje	4	Acero
28	Respiradero	1	SAE 1045
29	Tapas	6	SAE 1045
30	Tapón de Aceite	1	Bronce
31	Silicona VERSALHEM		Alta Temperatura
32	Pintura Anticorrosiva		Comercial
33	Pintura Azul		Comercial
34	Acrílico	1	Comercial
35	Pernos M8 x 20	4	Acero

• **Consideraciones del montaje.**

Si el dispositivo va ser instalado a ras del suelo, este deberá tener una base (radier) de concreto armado, cuyas dimensiones serán (2.0 x 1.6 x 0.5) metros con bolon desplazado de (50) cm. Además contara con tres soportes de concreto de alta densidad, en los cuales se instalaran zapatas de goma para su montaje definitivo, además debajo de estas irán 3 tuercas dispuestas especialmente para el montaje. Estos soportes deberán ser de dimensiones diferentes, el mayor de estos, será instalado en la parte del eje de entrada, con el fin de facilitar el vaciado de aceite por gravedad.

Se deja esta fase a la empresa encargada del montaje del reductor en planta.

Esquema del Montaje en Suelo.

• **Tamaño de los Cordones de Soldadura.**

Puesto que el electrodo **E6011**, satisface las condiciones de carga, los cordones tendrán la siguiente dimensión.

Descripción de filetes Plano N° 11

Características del Electrodo Anexo Varios.

Unión Tapa fondo	10 x 10 mm ambos lados.
Unión Fondo y Tapa	13 x 13 mm ambos lodos.
Unión Esquina	13 x 13 mm ambos lados.

• **Consideraciones Generales.**

La carcaza será unida mediante soldadura, utilizando un electrodo **E6011** para la unión y un electrodo **E7018** para la presentación las uniones a soldar serán preparadas según plano **Nº 11**.

Así mismo se emplearan electrodos **BUILD UP 4340**, para la reparación de piezas.

El montaje de los rodamientos de rodillos cónicos **FAG** serán apareados en **X**, a cada lado del eje.

Para el acabado exterior las uniones soldadas serán esmeriladas y el exterior de la caja reductora se le aplicara dos manos de pintura anticorrosiva, luego dos manos de pintura esmalte para metales color azul para el acabado.

La sección de cierre no será pintada, como así el área donde se alojaran las tapas, serán preparadas con silicona marca **VERSALHEM** para altas temperaturas y unión de piezas.

• **Guía de Proceso de Fabricación y Ensamble Caja Reductora.**

- Compra de insumos y materiales para la fabricación.
- Distribución de ordenes de trabajo.
- Fabricación de engranajes rectos y helicoidales.
- Control de engranajes.
- Fabricación de ejes de transmisión.
- Control de ejes de transmisión.
- Fabricación de chavetas.
- Control de chavetas.
- Corte de piezas carcaza caja reductora.
- Control de piezas carcaza caja reductora.
- Perforación de agujeros para (respiraderos, pernos, etc.).
- Control de perforaciones.
- Roscado de agujeros carcaza caja reductora.
- Control de roscado.
- Fabricación de soportes para rodamientos.
- Control de soportes.
- Fabricación de pernos no encontrados en comercio para caja reductora.
- Control de pernos.
- Fabricación de tapas de cierre para ejes de transmisión.
- Control de tapas.
- Unión de piezas carcaza caja reductora (nervaduras, soportes, guías de cierre, respiradero).
- Control de uniones soldadas (radiografías, ensayos no destructivos).
- Instalación de cáncamos de sujeción y perno de desagüe.
- Preparación contra corrosión caja reductora (interior).
- Preparación contra corrosión y pintura exterior caja reductora.
- Montaje de engranajes y rodamientos en ejes de transmisión.
- Inspección de montaje.
- Montaje de sellos VITON en ejes de transmisión.
- Montaje de ejes en caja reductora.
- Inspección final de montaje.
- Preparación de superficies para el cierre.
- Cierre de caja reductora.
- Preparación de superficie de tapas.
- Colocación de tapas.
- Inspección final caja reductora armada.
- Entrega al cliente con manual de instrucciones.

DISEÑO DE CAJA REDUCTORA

Para iniciar el diseño de la caja reductora, tomaremos la siguiente información proporcionada, es decir:

- Relación de transmisión $i = 9:1$.
- Potencia transmitida $N = 1000$ (CV)
- Velocidad de entrada $n_e = 1250$ (rpm)
- Angulo de presión $\alpha = 20^\circ$
- Servicio minería.

• Calculo del numero de dientes y trenes de engranaje.

Para el diseño se empleara, una transmisión por medio de dos escalonamientos, obteniendo así la siguiente relación de transmisión:

$$\text{Sea } i = \frac{Z_2 * Z_4}{Z_1 * Z_3}$$

- $Z_1 = 17$
 $Z_2 = 57$
 $Z_3 = 19$
 $Z_4 = 51$

• Material seleccionado para la fabricación de los engranajes.

AISI 5140

$$S_y = 8999 \text{ (Kg/Cm}^2\text{)}$$

$$S_u = 10546 \text{ (Kg/Cm}^2\text{)}$$

$$S_s = 7945 \text{ (Kg/Cm}^2\text{)}$$

$$\text{BHN} = 300$$

$$F_s = 1.6$$

Con un esfuerzo de trabajo admisible de:

$$\sigma_{adm} = 5624.4 \text{ (Kg/Cm}^2\text{)}$$

• Calculo de módulos para trenes (1-2) y (3-4)

Para engranajes de fuerza se tiene que $\phi = 30$ como una primera aproximación luego este se procederá a corregirlo, si fuese necesario.

• Calculo de modulo tren (1-2) engranajes rectos.

Sea $V = 8$ (m/s) y $A = 5$ (m/s)

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{adm} * A}{F_s * (A + V)}$$

$d = 1352.02$ (Kg/Cm2)

Luego para el calculo del modulo se empleara la siguiente formula:

$$m = \sqrt[3]{\frac{71620 * 2000 * N * \gamma_{17}}{\pi * Z_1 * \sigma_d * n_1 * \psi}}$$

Con $Z_1 = 17$; $n_1 = 1250$ (rpm); $\gamma = 10.4$; $d = 1352.02$ (Kg/Cm2)

con lo anterior tenemos que:

$m = 8.2$ (mm) ! que llevando este modulo a uno estandarizado tenemos que

$M = 9$ (mm) y $Dp_1 = 15.3$ (mm)

Con los valores calculados tenemos que corrigiendo el factor de calidad y la velocidad tangencial V los valores reales que presenta esta configuración

$$V_R = \frac{\pi * Dp * n}{60}$$

entonces tenemos que $V_R = 9.8$ (m/s)

y $d = 1171.8$ (Kg/Cm2)

Por lo que tenemos que con los valores corregidos $m = 8.2$ (mm) ! $M = 9$ (mm).

Ahora corrigiendo el factor de calidad para los valores corregidos tenemos que:

$$N = \frac{m^3 * \pi * \psi * Z_1 * \sigma_d * n_1}{71620 * \gamma_{17} * 2000}$$

encontrando que para $N = 1000$ (CV)

= 26

Por lo tanto resumiendo tenemos que para el tren (1-2) de engranajes rectos:

- $M = 9$ (mm)
- = 26
- $Dp_1 = 15.3$ (cm)
- $Dp_2 = 51.3$ (cm)
- $d = 1171.8$ (Kg/cm2)
- $V = 9.8$ (m/s)

• Calculo de modulo tren (3-4) engranajes helicoidales.

Para el calculo del modulo correspondiente para la fabricación del tren (3-4) suponemos lo siguiente:

$$V = 4 \text{ (m/s)}$$

$A = 5 \text{ (m/s)} ! d = 1952.92 \text{ (Kg/cm}^2\text{)} \text{ y } = 30 \text{ para esfuerzos altos.}$

$$n_3 = 372.8 \text{ (rpm).}$$

Utilizando la formula para engranajes helicoidales tenemos que:

$$m_n = 357 \sqrt[3]{\frac{N \cdot \gamma_{19}}{\psi \cdot Z_3 \cdot n_3 \cdot \sigma_d \cdot 1.5}} \cdot \cos \beta$$

Con:

$$M_2 = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

y utilizando $\beta = 20^\circ$

tenemos que:

$$m_n = 8.39 \text{ (mm)}$$

$$! M_2 = 8.23 \text{ (mm)}$$

estandarizando el modulo tenemos que $M_2 = 9 \text{ (mm)}$.

Ahora corrigiendo los siguientes factores tenemos:

$$= 29.9 \text{ VR} = 4.1 \text{ (m/s)}$$

además los diámetros primitivos del piñón y la rueda son los siguientes

$$Dp_3 = 17.1 \text{ (cm)}$$

$$Dp_4 = 45.9 \text{ (cm)}$$

Por lo tanto resumiendo tenemos para el tren (3-4) engranajes helicoidales.

- $M = 9 \text{ (mm)}$
- $= 29.9$
- $Dp_3 = 17.1 \text{ (cm)}$
- $Dp_4 = 45.9 \text{ (cm)}$
- $d = 1952.92 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$
- $V = 4.1 \text{ (m/s)}$

• **Calculo de fuerzas en los engranajes según norma AGMA.**

Para el calculo de las fuerzas se empleo el uso de las siguientes ecuaciones

$$V_m = \frac{\pi \cdot Dp \cdot n}{1000}$$

- $$F_t = \frac{4500 * CV}{V_m}$$

- $$F_d = \frac{43 + \sqrt{V_m}}{43} * F_t$$

Para tallado de precisión $V_m < 1220$ (m/min).

- $$F_s = S * b * y * P$$

Para engranajes rectos.

- $$F_w = b * D_p * q * k$$

Para engranajes rectos.

- $$F_s = \frac{S * b * Y_c * M}{10 * k}$$

Para engranajes helicoidales.

- $$F_w = \frac{D_p * b * q * k}{\cos^2 \beta}$$

Para engranajes helicoidales.

- $$Z_c = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

Factor de corrección de diente para engranajes helicoidales.

- $$b = \frac{2 * \pi * M}{10 * \operatorname{tg} \beta}$$

Ancho del diente para engranajes helicoidales.

- $$y = \frac{Y}{\pi}$$

Factor de concentración de esfuerzos de los dientes, en este caso en el centro de la cara.

- Para engranajes rectos y servicio continuo se cumple que $F_s \quad F_d \quad F_w$ del cual obtendremos el ancho del diente para este tipo de engranajes.

- $$q = \frac{2 * Z_R}{Z_P + Z_R}$$

- k factor de dureza del material, según esta norma k se considera a partir de la suma de las durezas del tren en este caso (BHN1 + BHN2) y (BHN3 + BHN4).

• Cálculo de fuerzas en tren (1-2) engranajes rectos.

Para el cálculo tenemos los siguientes valores.

- para $D_{p1} = 15.3$ (cm)
- $Y_{17} = 0.512$ para cargas cerca del centro del diente. ! $y_{17} = 0.163$
- $K = 28.12$ para 600 BHN, que es la suma de las durezas de la rueda y el piñón.

- $q = 1.54$

Por lo tanto con estos valores tenemos las siguientes fuerzas.

- $V_m = 600.8 \text{ (m/min)}$
- $F_t = 7490 \text{ (Kg)}$
- $F_d = 11759.5 \text{ (Kg)}$

Luego asumiendo que $F_d = F_s$ tenemos que:

- $b = 13 \text{ (cm)}$ para el piñón y para la rueda $b = 12 \text{ (cm)}$
- $F_s = 12167 \text{ (Kg)}$
- $F_w = 7950.8 \text{ (Kg)}$

Para engranajes de acero y de dientes rectos y servicio continuo se cumple que. $F_s \quad F_d \quad F_w$

• **Calculo de fuerzas en tren (3-4) engranajes helicoidales.**

Para él calculo tenemos los siguientes valores.

- para $D_{p1} = 17.1 \text{ (cm)}$
- $Y_{17} = 0.565$ calculada a partir del diente correctivo $Z_c = 23$, para cargas cerca del centro del diente.
- $K = 28.12$ para 600 BHN, que es la suma de las durezas de la rueda y el piñón.
- $q = 1.46$

Por lo tanto con estos valores tenemos las siguientes fuerzas.

- $V_m = 200.3 \text{ (m/min)}$
- $F_t = 22466.3 \text{ (Kg)}$
- $F_d = 29860.7 \text{ (Kg)}$
- $b = 15.54$
(cm), pero sobredimensionando tenemos que $b = 16 \text{ (cm)}$ para la rueda y para el piñón $b = 17 \text{ (cm)}$.
- $F_s = 1627.32 \text{ (Kg)}$
- $F_w = 12720.7 \text{ (Kg)}$

Analizando lo anterior tenemos que $F_d > F_s > F_w$, lo que nos asegura un servicio casi continuo de los engranajes debido a que estos transmiten demasiada potencia tienen mas desgaste, produciendo la falla.

• **Representación de los engranajes, para él calculo de los ejes.**

Tomando en cuenta el siguiente dibujo procederemos a estimar como una primera aproximación el largo de los ejes:

• **Material seleccionado para la construcción de los ejes.**

AISI 9850

$S_y = 11108 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$

$$S_u = 12655 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$$

$$F_s = 1.7$$

- **Calculo de ejes.**

Para el calculo de ejes se empleara el método **SODEMBERG**. Teniendo en cuenta lo siguiente.

- **Fuerzas actuantes en los engranajes.**

Se determinaran las respectivas fuerzas que actúan en los engranes tanto rectos como

Helicoidales, como así el peso de los engranajes, como una primera aproximación se supondrá que estos son mazisos, pero posteriormente se calculara el peso real de los engranajes, como así mismo el numero de brazos si es necesario, para reducir peso.

2) Dibujo preliminar de la configuración de los engranajes montados

En la caja, para la obtención de las fuerzas actuantes en los engranajes.

Eje N° 1.

11.5

41 cm

Eje N° 2.

16

11.5 13.5

41 cm

Eje N° 3.

27.5 13.5

41 cm

- **Eje 1 engranaje 1 dientes rectos.**

- $F_t = 7490 \text{ (Kg)}$

- $F_n = F_t * T_g \quad ! \quad F_n = 2726 \text{ (kg)}$

- **Peso del propio engranaje**

$$W_1 = V * \text{ en este caso para aceros } = 7850 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

$$V = \frac{\pi * D_p * b}{4}$$

(m3) este formula de volumen es aplicable para todos los engranajes

$$W1 = 18.8 \text{ (Kg)}$$

- **Eje 2 engranaje 2 y 3 dientes rectos y helicoidales (3).**

Engranaje 2.

- $F_t = 7490 \text{ (Kg)}$
- $F_n = F_t * T_g \rightarrow F_n = 2726 \text{ (kg)}$
- Peso del propio engranaje

$$W2 = 194.7 \text{ (Kg)}$$

Engranaje 3.

- $F_t = 22466.3 \text{ (Kg)}$
- $F_n = F_t * T_g * \sin \alpha \rightarrow F_n = 23908 \text{ (kg)}$
- Peso del propio engranaje

$$W3 = 30.6 \text{ (Kg)}$$

- $F_a = F_n * \sin \alpha * \sin \beta \rightarrow F_a = 2796.7 \text{ (Kg)}$
- $F_r = F_n * \sin \alpha \rightarrow 8177 \text{ (kg)}$

- **Eje 3 engranaje 4 dientes helicoidales.**

- $F_t = 22466.3 \text{ (Kg)}$
- $F_n = F_t * T_g * \sin \alpha \rightarrow F_n = 23908 \text{ (kg)}$
- Peso del propio engranaje

$$W4 = 207.8 \text{ (Kg)}$$

- $F_a = F_n * \sin \alpha * \sin \beta \rightarrow F_a = 2796.7 \text{ (Kg)}$
- $F_r = F_n * \sin \alpha \rightarrow 8177 \text{ (kg)}$

- **Análisis gráfico de las cargas actuantes en los ejes.**

- ***Eje 1 Plano XY.***

F_n

A W1 B

- ***Eje 1 Plano XZ.***

F_{t1}

A B

- *Eje 2 Plano XY.*

Fn2 W3

Fa

A W2 Fr3 B

- *Eje 2 Plano XZ.*

A B

Ft2 Ft3

- *Eje 3 Plano XY.*

W4

Fa4

A Fr4 B

- *Eje 3 Plano XZ.*

Ft4

A B

Con la ayuda del software **BEAMEVAL** para calculos de diagramas de fuerza momento y deflexión, tenemos los respectivos momentos flectores resultantes para cada eje, con el cual mediante el uso de la siguiente ecuación, además de obtener el momento torsor para cada, obtendremos el diámetro critico de los ejes.

- **Ecuación SODEMBERG para calculos de ejes.**

$$d = \frac{32 * F_s}{\pi} * \frac{K_f * M_f}{S_e} + \frac{T_m}{S_y}^{2/3}$$

Siendo los siguientes factores:

- Kf : Factor de concentración de esfuerzos Kf = 0.7.
- Se = S'e*Ka*Kb*Kc*Kd*Ke y S'e = 0.5*Su.
- Ka : Factor de Superficie Ka = 0.9 para superficies rectificadas.
- Kb : Factor de Tamaño Kb = 0.8 para diámetros d>50 (mm).
- Kc : Factor de Confianza Kc = 0.82 para una supervivencia del 99%.
- Kd : Factor de Temperatura Kd = 1 para temperaturas desde -5°C hasta 80°C.
- Ke : Factor de efectos diversos 1/Kf' ! Ke = 0.625.
- Kf' : Factor para el uso de chavetas Kf' = 1.6 para chavetas de perfil.

Por lo tanto tenemos que:

$$Se = 2334.85$$

(Kg/cm²).

Mf : Momento flector máximo.

Tm : Momento torsor máximo.

Esto implica que para todos los ejes analizados los planos XY y XZ

$$\bullet Mf = \sqrt{(Mf_{xy})^2 + (Mf_{xz})^2}$$

$$\bullet Tm = \frac{71620 * N}{n}$$

Utilizada para el eje numero 2.

$$\bullet Tm = Ft * \frac{Dp}{2}$$

Utilizada para los ejes numero 1 y 3.

Por lo tanto una vez realizados los análisis gráficos procedemos a encontrar los diámetros críticos de los tres ejes, para luego proceder a escalonarlos.

- Diámetro del eje numero 1 (d1).

Tenemos que:

$$Mf_{xy} = 22711.5 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$Mf_{xz} = 61975.2 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$Mf = 66005.6 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$Tm = 57298.5 \text{ (Kg*cm)}.$$

Reemplazando en la ecuación de **SODEMBERG** tenemos que:

d1 = 7.07 (cm). Llevándolo a un diámetro conocido d1 = 8 (cm).

- Diámetro del eje numero 2 (d2).

Tenemos que:

$$Mf_{xy} = 70576.6 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$Mf_{xz} = 2.32E5 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$Mf = 70576.6 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$Tm = 192108.6 \text{ (Kg*cm)}.$$

Reemplazando en la ecuación de **SODEMBERG** tenemos que:

$d_2 = 7.79$ (cm). Llevándolo a un diámetro conocido $d_2 = 8.5$ (cm).

- Diámetro del eje numero 3 (d_3).

Tenemos que:

$$M_{fxy} = 203429.6 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$M_{fxz} = 97051.9 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$M_f = 225394.5 \text{ (Kg*cm)}.$$

$$T_m = 515601.6 \text{ (Kg*cm)}.$$

Reemplazando en la ecuación de **SODEMBERG** tenemos que:

$$d_3 = 11.24 \text{ (cm)}. \text{ Llevándolo a un diámetro conocido } d_3 = 12 \text{ (cm)}.$$

- **Calculo de la velocidad critica de los ejes.**

El uso del calculo de la velocidad critica, la cual los ejes pueden girar a lo máximo nos servirá para comprobar si los diámetros encontrados mediante el método **SODEMBERG**, son los apropiados, para tal efecto se utiliza la siguiente ecuación:

Donde w : peso de los engranajes dispuestos en los ejes.

y: flecha o deflexión producida por dicha masa en su punto de apoyo.

En este caso supondremos que el eje permanece estático, y solo actúan los pesos de los engranajes en los distintos ejes, como así mismo el eje tendrá una sola dimensión, es decir este solo tendrá un diámetro, y no presentara escalonamientos, para asegurarnos que a partir de este diámetro podremos sobredimensionar la pieza, con el objetivo de disminuir la flecha y aumentar la velocidad critica de saturación o de falla del eje.

Así mismo consideremos que sobre el eje actúa una carga distribuida, producto de su propio peso, a lo largo de este.

Utilizando el programa **BEAMEVAL** obtendremos los diagramas de deflexión de los ejes.

Momento de Inercia :

- **Eje N° 1.**

- **Peso real del engranaje sin disminución de masa.**

$W_R = W_O - W_E$ con W_R : Peso real. W_O : Peso obtenido en la primera parte.

W_E : Peso de la sección de montaje.

Por lo que tenemos que:

$$W_R = 13.7 \text{ (Kg)}.$$

- **Flecha del eje por efecto del engranaje 1.**

$$y(11.5) = 0.000057 \text{ (cm)}.$$

- **Peso del eje, y su equivalencia en una carga distribuida.**

$$W_{\text{eje}} = 16.2 \text{ (Kg)}.$$

$$q = 0.4 \text{ (Kg/cm)}.$$

- **Momento de inercia, y diámetro del eje.**

$$I = 201.1 \text{ (cm}^4\text{)}.$$

$$d_1 = 8 \text{ (cm)}.$$

Por lo tanto tenemos que **$N_c = 3961.6 \text{ (rpm)}$** .

Lo cual nos demuestra que el diámetro seleccionado es el apropiado, debido a que este presenta falla por sobre 3961.6 (rpm), y el eje funciona a 1250 (rpm).

- **Eje N° 2.**

- **Peso real del engranaje 2 y 3, sin disminución de masa.**

$$WR_2 = 189.4 \text{ (Kg)}. WR_3 = 23 \text{ (Kg)}.$$

- **Flecha del eje por efecto del engranaje 2 y 3.**

$$y(11.5) = 0.00039 \text{ (cm)}.$$

$$y(27.5) = 0.00038 \text{ (cm)}.$$

- **Peso del eje, y su equivalencia en una carga distribuida.**

$$W_{\text{eje}} = 18.3 \text{ (Kg)}.$$

$$q = 0.45 \text{ (Kg/cm)}.$$

- **Momento de inercia, y diámetro del eje.**

$$I = 256.2 \text{ (cm}^4\text{)}.$$

$$d_1 = 8.5 \text{ (cm)}.$$

Por lo tanto tenemos que **$N_c = 1515.1 \text{ (rpm)}$** .

Lo cual nos demuestra que el diámetro seleccionado es el apropiado, debido a que este presenta falla por sobre 1515.1 (rpm), y el eje funciona a 372.8 (rpm).

- **Eje N° 3.**

- **Peso real del engranaje 4, sin disminución de masa.**

$$WR4 = 193.6 \text{ (Kg)}.$$

- **Flecha del eje por efecto del engranaje 4.**

$$y(27.5) = 0.00012 \text{ (cm)}.$$

- **Peso del eje, y su equivalencia en una carga distribuida.**

$$Weje = 36.4 \text{ (Kg)}.$$

$$q = 0.89 \text{ (Kg/cm)}.$$

- **Momento de inercia, y diámetro del eje.**

$$I = 1017.9 \text{ (cm}^4\text{)}.$$

$$d1 = 12 \text{ (cm)}.$$

Por lo tanto tenemos que **$N_c = 2730.3 \text{ (rpm)}$** .

Lo cual nos demuestra que el diámetro seleccionado es el apropiado, debido a que este presenta falla por sobre 2730.3 (rpm), y el eje funciona a 139 (rpm).

- **Dibujo preliminar de la configuración de los engranajes montados en la caja.**

16

11.5 13.5

41 cm

- **Dibujo preliminar de la caja para el cálculo del espesor de la pared.**

Considerando que esta compuesta por dos partes, es decir la parte donde se encuentra la sección de anclaje y otra que pasa a ser la parte superior (tapa).

Representación Gráfica.

25.65

C1 C2 30 cm

H

L

Tenemos que:

$$C1 = \frac{Dp_1 + Dp_2}{2}$$

$$y_{C2} = \frac{Dp_3 + Dp_4}{2}$$

! C1 = 33,3 (cm) y C2 = 31.5 (cm).

Con H = 95.4 (cm) y L = 105 (cm).

• **Calculo de espesor de la placa (espesor de la pared de la caja).**

Consideraciones :

- Las paredes que se analizaran serán las laterales.
- Se considerara la mayor de las fuerzas axiales.
- La sección vertical como si fuera una sola placa.

Tenemos que:

Representación Gráfica.

30 cm Fa

60 cm

Momento de inercia
$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

donde

h = espesor (e)

b = 105 (cm).

E = 2.1 * 10⁶ (Kg/cm²).

Fa = 2796.7 (Kg).

Por lo tanto según manual ICHA cedomec tenemos que para la deflexión en el centro de la viga, la siguiente ecuación:

$$y_{max} = -\frac{P * L^3}{48 * E * I}$$

En (L/2).

•
$$y_{max} = -\frac{0.685}{e^3}$$

, además comparando con la flecha admisible e igualando.

Tenemos que:

Según manual ICHA para vigas sometidas a vibraciones:

$$y_{adm} = \frac{L}{800}$$

$$! y_{adm} = 0.0075$$

(cm). Ahora igualando $y_{max} = y_{adm}$

tenemos que el espesor de la pared es:

$$e = 4.498$$

(cm). Estandarizando la medida tenemos que $e = 4.5$

(cm).

• Lubricante para la transmisión.

El lubricante fue seleccionado del catalogo **ESSO**, bajo las siguientes consideraciones:

• Primer escalonamiento.

$$Lc_1 = \frac{Dp_1 + Dp_2}{2}$$

$$! Lc_1 = 33.3$$

(cm) o $Lc_1 = 13.1$

(plg).

• Segundo escalonamiento.

$$Lc_2 = \frac{Dp_3 + Dp_4}{2}$$

$$! Lc_2 = 31.5$$

(cm) o $Lc_2 = 12.4$

(plg).

Ahora según tabla tenemos que:

Tipo de Engranaje	Lc (plg)	-10°C – 100°C
Ejes paralelos		
Velocidad hasta 3600 (rpm)		
Reducción Doble	Hasta 8	Teresso 68
Reducción Doble	8 – 20	Teresso 100
Reducción Doble	Mas de 20	Teresso 150

Por lo tanto para una reducción doble con velocidad de giro en la entrada de $n = 1250$ (rpm), y una distancia entre centros de **13.1 – 12.4**, se deberá usar el lubricante **ESSO TERESSO 100**, o un **SPARTAN EP 220**, este ultimo con una temperatura de operación entre (**-10°C a 100°C**).

Considerando alternativas en la selección del lubricante, según **Prontuario de Maquinas** de **Nicolás Larburu**, tenemos que para maquinarias muy cargadas, engranajes fuertemente cargados, cojinetes de grandes dimensiones, recomiendan un aceite con aditivos de fósforo y azufre.

Para una viscosidad a 100° se tiene 20 – 30 Centistokes.

Seleccionando del catalogo de **Lubricantes Mobil Copec** tenemos la siguiente alternativa.

Mobilgear SHC para engranajes industriales de trabajo pesado.

La descripción de este tipo de aceite se da en la sección de anexos varios.

La cantidad de aceite lubricante necesario para nuestro reductor, considerando una altura de hasta 1/3 de la altura total, por esto tenemos:

$$V_{total} = b * a * h / 3$$

Total = 0.12 (m3) = 120 (litros).

- **Selección de Chavetas, y chaveteros.**

Para la selección de las chavetas tomamos la dimensión real que tendrán los ejes, en especial la sección donde se montan los engranajes.

- **Material seleccionado, para la fabricación.**

AISI 4640

Sy = 9140 (Kg/cm2)

BHN = 310.

F.s = 1.7

- **Eje N° 1.**

Según los planos de fabricación tenemos que para este eje, la sección de montaje tiene un diámetro de 11 (cm), entrando en la tabla para chavetas del libro de dibujo de maquinas de **Nicolás Larburu**, tenemos que:

* Medida expresadas en milímetros.

Eje	Cubo
e = 8	f = 8
b = 28	
a = 16	

- **Eje N° 2.**

Para este eje consideramos una sección de montaje, de diámetro de 12 (cm), para ambos engranajes. Por lo que tenemos que:

Eje	Cubo
e = 9	f = 9
b = 32	

a = 18

• **Eje N° 3.**

Para este eje consideramos una sección de montaje de diámetro 15 (cm). Por lo que tenemos lo siguiente:

Eje	Cubo
e = 11	f = 11
b = 40	
a = 22	

• **Calculo de la longitud de las Chavetas.**

Para calcular el largo de las chavetas, tomaremos en cuenta que esta sufre un esfuerzo de compresión y otro de cizalladura, haciendo uso de las siguientes ecuaciones, tenemos:

• **Por Compresión.**

• **Por Cizalle.**

Escogiendo, el mayor valor que arrojen estas ecuaciones, tomando siempre este valor como mínimo.

Utilizando un factor de seguridad para la fabricación de las chavetas de 1.7.

• **Eje N°1**

- Diámetro del eje, sección de montaje : 11 (cm).
- $n = 1250$ (rpm).
- $N = 1000$ (CV).
- $b = 2.8$ (cm).
- $a = 1.6$ (cm).
- adm chaveta = 5376.5 (Kg/cm²).
- adm chaveta = 2688.3 (Kg/cm²).

Por lo tanto, con estos valores obtenemos:

L " 1.38 (cm). Por Cizalladura.

L " 2.42 (cm). Por Compresión.

• **Eje N°2**

- Diámetro del eje, sección de montaje : 12 (cm).
- $n = 372.8$ (rpm).
- $N = 1000$ (CV).
- $b = 3.2$ (cm).
- $a = 1.8$ (cm).
- adm chaveta = 5376.5 (Kg/cm²).
- adm chaveta = 2688.3 (Kg/cm²).

Por lo tanto, con estos valores obtenemos:

L " 3.72 (cm). Por Cizalladura.

L " 6.62 (cm). Por Compresión.

• **Eje N°3**

- Diámetro del eje, sección de montaje : 15 (cm).
- $n = 139$ (rpm).
- $N = 1000$ (CV).
- $b = 4.0$ (cm).
- $a = 2.2$ (cm).
- $\text{adm chaveta} = 5376.5$ (Kg/cm²).
- $\text{adm chaveta} = 2688.3$ (Kg/cm²).

Por lo tanto, con estos valores obtenemos:

L " 6.39 (cm). Por Cizalladura.

L " 11.62 (cm). Por Compresión.

• **Selección de materiales para Placas (carcaza), Pernos de Anclaje, Sistema de Agarre.**

• **Placa (carcaza).**

AISI 1045

$S_y = 4198$ (Kg/cm²)

BHN = 215.

• **Pernos de Anclaje.**

AISI 3150

$S_y = 9140$ (Kg/cm²)

BHN = 300.

• **Sistema de Agarre (cáncamos).**

AISI 3150

$S_y = 9140$ (Kg/cm²)

BHN = 300.

• **Deformación Angular por Torsión.**

La deformación torsional para los ejes viene dadas por la ecuación:

Tenemos que:

Mt : Momento Torsor correspondiente al engranaje que afecta al eje (Kg-cm).

G : Modulo de Rigidez (Kg/cm²).

l : Longitud desde donde es aplicado el momento de torsión, a la sección en que se encuentra el par torsional resistente, (cm).

En nuestro caso vale destacar que tomaremos la fuerza tangencial como la que produce el momento de torsor, y según **FAIRES**, la deformación torsional para ejes de transmisión es alrededor de 1° en una longitud equivalente a 20 diámetros, y según **SHIGLEY** tenemos que la deformación es alrededor de 3.2° por metro de longitud.

$G = 8 \cdot 10^5$ (Kg/cm²) modulo para aceros.

$M_t = F_t \cdot (D_p/2)$ (Kg-cm).

• **Eje N° 1.**

$M_t = 57298.5$ (Kg-cm).

$l = 11.5$ (cm).

$d = 8$ (cm).

$\theta = 0.118$ (rad) $\theta = 0.288$ (grados/metro), en la longitud del eje (0.41 m).

• **Eje N° 2.**

$M_t = 192118.5$ (Kg-cm).

$l = 16$ (cm).

$d = 8.5$ (cm).

$\theta = 0.429$ (rad) $\theta = 1.049$ (grados/metro), en la longitud del eje (0.41 m).

• **Eje N° 3.**

$M_t = 515601.59$ (Kg-cm).

$l = 13.5$ (cm).

$d = 12$ (cm).

$\theta = 0.246$ (rad) $\theta = 0.600$ (grados/metro), en la longitud del eje (0.41 m).

Teniendo en cuenta lo mencionado por **FAIRES**, estamos dentro de lo normal para arboles de transmisión de potencia.

• **Calculo de Rodamientos.**

Para el calculo de los engranajes, se utilizo el catalogo de rodamientos FAG, y

estimando una vida útil de 18000 horas, (para servicio de 8 horas), tenemos que:

$$F_l = \frac{C}{P} * F_n$$

Fl : Factor de esfuerzos dinámicos.

Fn : Factor de velocidad de giro.

Teniendo en cuenta las cargas máximas, (ver anexo diagramas), en los respectivos ejes, tenemos:

EJE	1	2	3
Diámetro de Montaje (mm)	80	85	120
Reacción Resultante Máxima (Kg)	5739.6	17949.7	16786.5

Tomando en cuenta el sistema de calculo para la carga dinámica equivalente, según FAG tenemos que:

Para rodamientos de rodillos cónicos montados por parejas:

$$P = Fr + Y * Fa$$

[kN] para $\frac{Fa}{Fr} \leq e$

$$P = 0.67 * Fr + Y * Fa$$

[kN] para $\frac{Fa}{Fr} > e$

EJE	1	2	3
Fuerza Axial (kN)	0	27.4	27.4
Fuerza Radial (kN)	56.3	175.9	164.7

Para una vida Lh= 18000 (h), Fl=2.93

Eje	Veloc. Giro (RPM)	Fn
1	1250	0.337
2	372.8	0.482
3	139	0.65

• Eje N° 1.

$$C = \frac{2.93}{0.373} * P$$

$$C = 7.86 * Fr$$

$$C = 442.52$$

[kN] para ambos rodamientos.

• FAG 30316K11A120.160

• Eje N° 2.

$$C = \frac{2.93}{0.482} * P$$

$$C = 6.08 * P$$

$$C = 1186.2$$

[kN] para ambos rodamientos.

• FAG 32317AK11A 80.120

• Eje N° 3.

$$C = \frac{2.93}{0.65} * P$$

$$C = 4.51 * P$$

$$C = 829.3$$

[kN] para ambos rodamientos.

• FAG 31324XK11A140.180

Nota: La designación **K11**, indica que pueden aparearse los rodamientos FAG de rodillos cónicos según la disposición X. La denominación **A80.120**, significa que la pareja de rodamientos tiene un juego axial comprendido entre 80 y 120 m.

EJE	RODAMIENTO
1	30316K11A120.160
2	32317AK11A80.120
3	31324XK11A140.180

• Calculo de pernos, sistema de cierre.

Para el calculo de pernos para la unión de la caja reductora, se utiliza las siguientes relaciones.

$$K_b = \frac{A * E}{4 * L} = \frac{\pi * d^2 * E}{4 * L}$$

Rigidez de un perno.

$$K_m = 8 * K_b$$

Rigidez de los elementos unidos.

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

Constante de unión.

$$F_p = A_t * S_p$$

Carga limite.

$$F_i = 0.90 * F_p$$

Precarga de apriete.

$$N = \frac{C * n * F}{S_p * A_t - F_i}$$

Numero de pernos necesarios.

Utilizando un perno de cabeza hexagonal grado 5 ½ UNC * 5.

Tomando una fuerza F=2796.7 (Kg), que es la fuerza axial, la que representa mas esfuerzo en la unión, debido a que además en esta zona se encuentra el montaje de los ejes con los rodamientos.

F=2796.7 (Kg) ! F=6.2 (kip).

$$K_b = 1.67$$

(Mlib/in)

$$K_m = 13.36$$

(Mlib/in)

$$C = 0.889$$

de las tablas (8-2) y (8-4), de Shigley, se obtiene los siguientes valores:

$$A_t = 0.1419$$

(in²)

$$S_p = 85$$

(Kpsi)

$$F_i = 10.86$$

(kip)

n=2 factor de diseño.

N=9.2 pernos.

Ensayando con 10 pernos, y aplicando este valor de N, para la ecuación

$$N = \frac{C * n * F}{S_p * A_t - F_i}$$

, tenemos que:

n=2.2

Que es mayor que el valor requerido. Por consiguiente, se eligen diez pernos como mínimo, y se usa la precarga recomendada para él apriete.

BIBLIOGRAFIA

- **FAIRES** *Diseño de Elementos de Maquinas (cuarta edición).*
- **SHIGLEY** *Diseño en Ingeniería Mecánica (quinta edición).*
- **SPOTT** *Diseño de Elementos de Maquinas.*
- **NICOLAS LARBURU** *Dibujo de Maquinas.*
- **MOTT** *Diseño de Elementos de Maquinas.*
- **MANUAL ICHA.**
- **MANUAL LUBRICANTES ESSO.**
- **MANUAL INDURA.**
- **MANUAL RODAMIENTOS SKF.**
- **MANUAL DE RODAMIENTOS TIMKEN en WEB TIMKEN ON LINE.**
- **APUNTES DE CLASES.**

APOYO COMPUTACIONAL UTILIZADO

- **Software BEAMEVAL** para calculo de diagramas para vigas.
- **Software AUTOCAD R14.**
- **Software TURBOCAD R5.**
- **Visitas a las paginas WEB de:**
 - **Reductores FALK.**
 - **Rodamientos NSK.**
 - **Compañía CAP.**
 - **Empresas COPEC.**

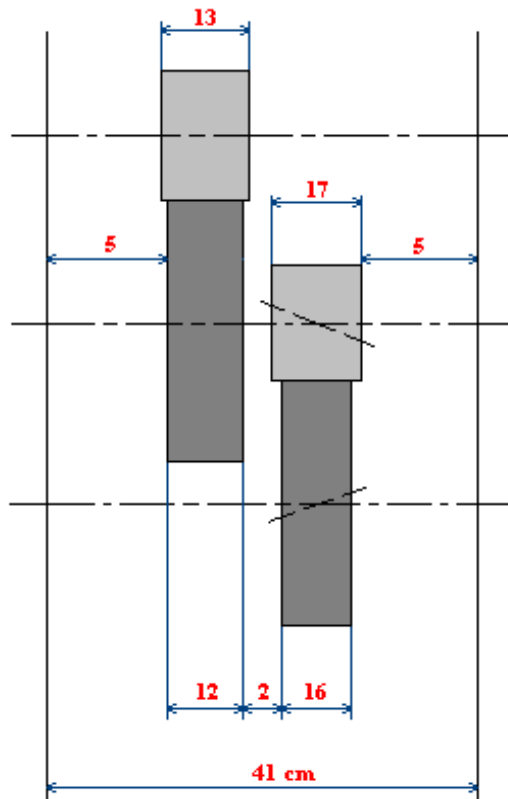
Con el fin de obtener información acerca de los materiales, insumos necesarios para la construcción de reductores de velocidad.

INTRODUCCION

En el presente trabajo tiene por objetivo mostrar el diseño de una caja reductora de velocidad para la minería, haciendo uso de normas para los cálculos de módulos, ejes, paredes, lubricantes, rodamientos, sellos, etc. En fin abarca desde lo más básico hasta lo más complejo, en un proyecto como este se tuvo en cuenta las condiciones de trabajo, la ubicación, el clima, tanto para la selección de los materiales, como así mismo del lubricante.

Una cuestión realmente importante en el diseño, es la fase de proyección de los planos de construcción, ya que con esto la empresa(as), encargadas de la fabricación seguirán al pie de la letra.

A continuación se presenta los cálculos del diseño de una caja reductora de velocidad de dos escalonamientos con ejes paralelos y engranajes cilíndricos de dientes rectos y helicoidales.



$$I = \frac{\pi * d^4}{64}$$

$$N_c = \frac{30}{\pi} * \sqrt{9.81 * \frac{W^* y}{W^* y^2}}$$

$$\theta = 587 * \frac{Mt * l}{G * d^4}$$

$$L = \frac{4 * \frac{71620 * CV}{n}}{\sigma_{a\acute{a}n_{c\acute{u}nto}} * a * D_{seccion_{m\acute{u}ltiplo}}}$$

$$L = \frac{2 * \frac{71620 * CV}{n}}{\tau_{adm_chorda} * b * D_{seccion_montaje}}$$

